

State of: Massachusetts  
County of: Berkshire

## AFFIDAVIT

I, Barbara Gallo, hereby state:

1. That I am well qualified as a translator for the language combination German to English;
2. That I carefully prepared the attached English language translation from the original document,  
German Patent Application DE 102 37 002 A1 filed on August 13, 2002 at the German Patent Office, entitled

"Verfahren und Vorrichtung zur Bremsung zweier Räder eines  
Fahrzeugs"

[METHOD AND DEVICE FOR BRAKING TWO WHEELS OF A VEHICLE]

written in German; and

3. That the attached translation is an accurate English version of such original to the best of my knowledge and belief.

Date: April 30, 2007

Barbara Gallo

Barbara Gallo



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 102 37 002 A1** 2004.02.26

(12)

## Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: **102 37 002.8**  
(22) Anmeldetag: **13.08.2002**  
(43) Offenlegungstag: **26.02.2004**

(51) Int Cl.<sup>7</sup>: **B60T 13/68**  
**B60T 8/60**

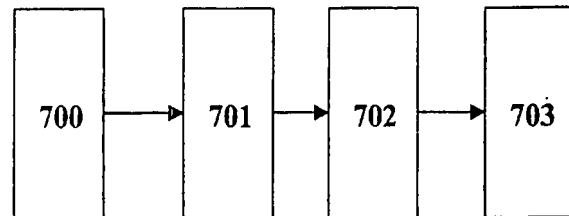
(71) Anmelder:  
**Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE**

(72) Erfinder:  
**Breitenbacher, Juergen, 73650 Winterbach, DE;**  
**Klug, Andreas, 74199 Untergruppenbach, DE;**  
**Strehle, Alfred, 70736 Fellbach, DE; Ono,**  
**Shunsaku, 71701 Schwieberdingen, DE**

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

(54) Bezeichnung: **Verfahren und Vorrichtung zur Bremsung zweier Räder eines Fahrzeugs**

(57) Zusammenfassung: Verfahren zur Bremsung zweier Fahrzeugräder einer Achse, bei dem der Wert des Bremsdrucks im dem ersten Rad zugeordneten Radbremszylinder mit dem Wert des Bremsdrucks im dem zweiten Rad zugeordneten Radbremszylinder verknüpft ist. Der Kern der Erfindung besteht darin, dass die Verknüpfung über die an den jeweiligen Einlassventilen abfallenden hydraulischen Druckdifferenzen gegeben ist.



**Beschreibung****Stand der Technik**

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Bremsung zweier Fahrzeugräder einer Achse.

**Stand der Technik**

[0002] Aus der DE 42 25 983 A1 ist ein Verfahren zur Bremsung von Fahrzeugrädern bekannt, bei dem zur Verringerung eines durch ein ABS erzeugten Giermoments der Bremsdruckaufbau an wenigstens einem Rad beeinflusst wird. Es wird der Bremsdruck an den Rädern einer Achse derart beeinflusst, dass die Differenz der Bremsdrücke einer Achse einen zulässigen Wert nicht überschreitet. Dieser maximal zulässige Wert wird von der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Querschleunigung abhängig gemacht.

[0003] Die Merkmale der Oberbegriffe der unabhängigen Ansprüche sind der DE 42 25 983 A1 entnommen.

**Aufgabenstellung**

[0004] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Bremsung zweier Räder eines Fahrzeugs, bei dem der Wert des Bremsdrucks im dem ersten Rad zugeordneten Radbremszylinder mit dem Wert des Bremsdrucks im dem zweiten Rad zugeordneten Radbremszylinder verknüpft ist.

[0005] Dabei ist die Verknüpfung über die an den jeweiligen Einlassventilen abfallenden hydraulischen Druckdifferenzen gegeben.

[0006] Eine vorteilhafte Ausgestaltung ist dadurch gekennzeichnet, dass

- der Spulenstrom durch das jeweilige Einlassventil ermittelt wird und
- daraus die am jeweiligen Einlassventil abfallende Druckdifferenz ermittelt wird.

[0007] Eine vorteilhafte Ausgestaltung ist dadurch gekennzeichnet, dass mit der Kenntnis der am jeweiligen Einlassventil abfallenden Druckdifferenz auch der Spulenstrom durch das jeweilige Einlassventil bekannt ist. Damit wird eine besonders einfache und robuste Steuerung ermöglicht, da sich ein vorgegebener Strom wesentlich einfacher als eine vorgegebene Druckdifferenz einstellen lässt.

[0008] Eine vorteilhafte Ausgestaltung ist dadurch gekennzeichnet, dass

- aus der abfallenden Druckdifferenz am ersten der beiden Einlassventile die am zweiten der beiden Einlassventile abfallende gewünschte Druckdifferenz ermittelt wird,
- und daraus der zur Erzeugung der gewünschten Druckdifferenz am zweiten der beiden Einlassventile notwendige Spulenstrom ermittelt wird.

[0009] Wie bereits erwähnt ist eine Einstellung des für das zweite Einlassventil notwendigen Stromes auf einfache und robuste Weise möglich.

[0010] Eine vorteilhafte Ausgestaltung ist dadurch gekennzeichnet, dass

- der Spulenstrom durch das erste der beiden Einlassventile ermittelt wird und
- daraus die am ersten Einlassventil abfallende Druckdifferenz ermittelt wird.

[0011] Eine vorteilhafte Ausführungsform ist dadurch gekennzeichnet, dass der Spulenstrom aus einer das Einlassventil charakterisierenden Kennlinie entnommen bzw. ermittelt wird. Diese Kennlinie ist in einem Steuergerät in einfacher Art und Weise hinterlegbar.

[0012] Eine vorteilhafte Ausgestaltung ist dadurch gekennzeichnet, dass es sich bei der Kennlinie um einen Zusammenhang zwischen der abfallenden Druckdifferenz und dem Spulenstrom charakterisierende Kennlinie handelt. Damit handelt es sich um eine Ventileigenschaft. Die Auswahl geeigneter Ventile kann dann vorteilhafterweise anhand der zugehörigen Kennlinie erfolgen.

[0013] Eine vorteilhafte Ausgestaltung ist dadurch gekennzeichnet, dass die Verknüpfung einen Maximalwert für die Differenz zwischen den an den jeweiligen Einlassventilen abfallenden Druckdifferenzen angibt. Durch die Vorgabe dieser maximalen Differenz als Nebenbedingung ist es möglich, ein übermäßig starkes Giermoment während eines ABS-Bremsvorganges zu vermeiden.

[0014] Eine weitere vorteilhafte Ausgestaltung ist dadurch gekennzeichnet, dass die Verknüpfung die Differenz zwischen den an den jeweiligen Einlassventilen abfallenden Druckdifferenzen angibt. Durch die Angabe der Differenz liegt bei bekanntem Druckabfall an einem Einlassventil der Druckabfall am anderen Einlassventil ebenfalls fest. Damit wird an diesem zweiten Einlassventil eine Steuerung anstelle einer Regelung ermöglicht. Eine Steuerung ist wesentlich unaufwendiger zu implementieren als eine Regelung.

[0015] Eine vorteilhafte Ausgestaltung ist dadurch gekennzeichnet, dass die Differenz zwischen den an den jeweiligen Einlassventilen abfallenden Druckdifferenzen abhängig vom vorliegenden Fahrzustand und/oder von der Zeit ist. Damit wird eine situationsabhängige Anpassung ermöglicht.

[0016] Eine vorteilhafte Ausführungsform ist dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Räder zu derselben Achse gehören.

[0017] Die Vorrichtung zur Bremsung zweier Räder eines Fahrzeugs enthält

- dem jeweiligen Rad zugeordnete Radbremszylinder sowie
- dem jeweiligen Radbremszylinder zugeordnete Einlassventile.

[0018] Weiterhin sind Verknüpfungsmittel vorhanden.

den, welche die an den jeweiligen Einlassventilen abfallenden hydraulischen Druckdifferenzen verknüpfen.

[0019] Eine vorteilhafte Ausgestaltung ist dadurch gekennzeichnet, dass die Verknüpfungsmittel so ausgestaltet sind, dass die Verknüpfung der Druckdifferenzen über eine Verknüpfung der Spulenströme durch die jeweiligen Einlassventile erfolgt.

[0020] Eine weitere vorteilhafte Ausgestaltung ist dadurch gekennzeichnet, dass es sich bei den Einlassventilen um Differenzdruckregelventile handelt.

[0021] Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind den Unteransprüchen zu entnehmen. Die beschriebenen Ausführungsformen des Verfahrens eignen sich selbstverständlich auch als Ausführungsformen der Vorrichtung und umgekehrt.

#### Ausführungsbeispiel

[0022] Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in den Zeichnungen 1 bis 8 dargestellt.

[0023] **Fig. 1** zeigt eine Radbremse sowie ein Einlassventil in Form eines hydraulischen Schaltbildes.

[0024] **Fig. 2** zeigt eine getaktete Ansteuerung des Einlassventils

[0025] **Fig. 3** zeigt in allgemeiner Form die Ansteuerung eines Einlassventils.

[0026] **Fig. 4** zeigt das Ventilverhalten und die Reaktion des zugehörigen Fahrzeugrades bei einer Ansteuerung des Ventils mit zu hohem und zu niedrigem Ansteuerstrom.

[0027] **Fig. 5** zeigt das Ventilverhalten und die Reaktion des Fahrzeugrades bei einer speziellen Ansteuerung zur Vermeidung des Blockierens des betreffenden Rades.

[0028] **Fig. 6** zeigt die an einem Rad des Fahrzeugs bei einem Bremsvorgang angreifenden Kräfte und Momente.

[0029] **Fig. 7** zeigt den Ablauf des erfindungsgemäßen Verfahrens.

[0030] **Fig. 8** zeigt den Aufbau der erfindungsgemäßen Vorrichtung.

#### Ausführungsbeispiele

[0031] Ein hydraulisches Bremssystem ist beispielsweise aus der DE 197 12 889 A1 (dies entspricht der US 6,273,525 B1) bekannt.

[0032] Einen Ausschnitt aus einem Hydraulikkreis zeigt **Fig. 1** des vorliegenden Dokuments. Dabei kennzeichnet Block 100 ein Einlassventil, Block 102 kennzeichnet die Radbremse,  $\Delta p$  kennzeichnet den entlang des Einlassventils abfallenden Druck. Dabei wird das Einlassventil über eine Spannung  $u(t)$  oder einen Strom  $i(t)$  angesteuert.

[0033] Beim Einlassventil handelt es sich bei der vorliegenden Erfindung um ein Druckdifferenzregelventil bzw. ein lineares Magnetventil (LMV). Dieses hat die Eigenschaft, dass der Spulenstrom durch das Einlassventil proportional zur Druckdifferenz  $\Delta p$  ist,

welche entlang des Einlassventils abfällt. Dabei hat das Einlassventil die beiden folgenden Grenzzustände:

- bei einem kleinen Spulenstrom ist es geöffnet und damit  $\Delta p = 0$ .
- Bei einem großen Spulenstrom ist es geschlossen und es findet kein Durchfluss von Bremsflüssigkeit bzw. des Bremsmediums statt.

[0034] Druckregelnde Einlassventile lassen sich durch zwei wesentliche Eigenschaften charakterisieren:

1. einen statischen Zusammenhang zwischen der Ventilbestromung und der eingeregelter Druckdifferenz ( $i$ - $\Delta p$ -Kennlinie) und
2. ein dynamisches Einschwingverhalten. Dies lässt sich durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung recht gut beschreiben, wobei die Zeitkonstante eine Funktion des angeschlossenen hydraulischen Volumens ist.

[0035] Eine getaktete Betriebsweise eines solchen Ventils ist in **Fig. 2** dargestellt. Dabei ist in Abszissenrichtung die Zeit  $t$  und in Ordinatenrichtung der Strom  $i(t)$  dargestellt. Der Strom  $i(t)$  wechselt dabei zwischen einem kleinen und einem großen Wert, entsprechend wechselt das Einlassventil zwischen den Zuständen „offen“ und „geschlossen“ mit negativen Folgen wie Geräuschentwicklung und hoher mechanischer Ventilbelastung.

[0036] Die charakteristische  $i$ - $\Delta p$ -Kennlinie eines Einlassventils ist in **Fig. 3** dargestellt. Darin ist entlang der Abszisse der Strom  $i$  durch die Spule des Einlassventils und entlang der Ordinate die Druckdifferenz  $\Delta p$ , auf welche sich das Einlassventil einregelt, dargestellt. Bei kleinen Strömen  $0 < i < i_1$  ist das Ventil offen und damit  $\Delta p = 0$ . Zwischen  $i_1$  und  $i_2$  wächst  $\Delta p$  näherungsweise linear an. Beim Strom  $i_2$  ist die durch das Einlassventil maximal regelbare Druckdifferenz  $\Delta p$  erreicht. Die Druckdifferenz  $\Delta p$  ist die Differenz zwischen dem Druck am Eingang des Einlassventils und dem Druck am Ausgang des Einlassventils.

[0037] Das Befüllen des Radbremszylinders mit dem Bremsmedium und damit die Erzeugung von Bremsdruck wird nun anhand von **Fig. 3** erklärt.

- Zunächst sei das Einlassventil geschlossen und es liege der Druck  $p_0$  zwischen der Zuführung zum Einlassventil und dem Radbremszylinder an.
- Dabei fliesse beispielsweise ein Strom  $i > i_2$ .
- Nun soll der Druck im Radbremszylinder erhöht werden. Dies geschieht durch Öffnen des Einlassventils.
- Dazu wird der Strom  $i$  ausgehend vom Wert  $i_2$  zeitlich rampenförmig verringert. In **Fig. 3** bewegt sich der Zustand dann entlang der strichlierten Linie nach links.
- Es fällt solange die Druckdifferenz  $\Delta p$  entlang des Einlassventils ab, bis derjenige Stromwert erreicht ist, bei dem die strichlierte Linie die durch-

gezogen eingezeichnete Kennlinie des Einlassventils schneidet.

– Nun bewegt sich der Zustand des Einlassventils entlang der Kennlinie auf den Punkt  $\Delta p = 0$  zu. Dabei muß dieser Punkt nicht zwangsläufig erreicht werden. Das bedeutet anschaulich, daß sowohl der Strom als auch die Druckdifferenz zeitlich abnehmen. Durch die hinreichend langsame Rücknahme des Stroms wird das Ventil dabei im statischen Gleichgewicht betrieben. Das bedeutet, dass sich das Ventil stets in einem statisch eingeschwungenen Zustand befindet und sich der Zustand des Ventils entlang der in **Fig. 3** eingezeichneten Kennlinie bewegt.

– Dabei öffnet das Einlassventil und der Druck im Radbremszylinder wächst kontinuierlich an.

[0038] Dieser Öffnungsvorgang kann beispielsweise durch eine linear abfallende Stromrampe erreicht werden.

[0039] Die Bewegung des Zustandes des Ventils entlang der Kennlinie bedeutet, dass das Einlassventil während des Druckaufbaus im Radbremszylinder ausschließlich im statisch eingeschwungenen Zustand betrieben wird. Eine solche Betriebsweise ist in der Physik auch unter dem Stichwort „adiabatisch“ bekannt: Der Öffnungsvorgang durchläuft eine Sequenz von statischen Zuständen.

[0040] Hierbei ist es unerheblich, ob die Ventilbestromung durch Stromvorgabe oder Spannungsvorgabe entweder kontinuierlich oder durch Puls/Pause-Ansteuerung erfolgt. Die Puls-Pause-Ansteuerung sollte dabei jedoch so hochfrequent sein, dass das Druckdifferenzregelventil den hochfrequenten Schaltvorgängen nicht folgen kann, sondern lediglich dem Mittelwert der Puls-Pause-Ansteuerung folgt. Hierbei wird die physikalische Eigenschaft ausgenutzt, dass sich der Spulenstrom nicht sprunghaft verändern kann.

[0041] Die beschriebene Ansteuerung des Ventils hat neben dem verbesserten Schaltverhalten den zusätzlichen Vorteil, dass über die  $i$ - $\Delta p$ -Kennlinie zusätzlich bei bekanntem Strom auch die Druckdifferenz  $\Delta p$  bekannt ist. Diese Zusatzinformation  $\Delta p$  steht damit auch für ABS-, ESP- oder ASR-Regelung zur Verfügung.

(ABS = Antiblockiersystem, ASR = Antriebsschlupfregelung, ESP = „Electronic Stability Program“)

[0042] Bei der Verwendung der vorstehend beschriebenen Regelung über die  $i$ - $\Delta p$ -Kennlinie stellt sich neben dem Zeitpunkt des Druckaufbaus noch die Frage, mit welchem Strom das Ventil zu Beginn des Druckaufbaus angesteuert wird. Dazu gibt es zwei Möglichkeiten:

1. In vielen Fahrdynamikregelungssystemen (z.B. ESP) ist der Vordruck im Bremskreis über die im Fahrzeug vorhandene Sensorik bekannt. Mit einem Raddruckmodell kann der aktuelle Bremsdruck im Radbremszylinder berechnet werden. Aus der Kenntnis des Vordrucks und des aktuel-

len Bremsdrucks im Radbremszylinder kann die aktuelle (am Einlassventil abfallende) Druckdifferenz berechnet werden. Daraus kann über die  $i$ - $\Delta p$ -Kennlinie der notwendige Öffnungsstrom bestimmt werden.

2. In vielen Systemen (z.B. bei vielen ABS-Systemen) ist der Vordruck im Bremskreis nicht bekannt. Die für diesen Fall vorgesehene Abhilfe über die Ausnutzung der druckdifferenzregelnden Eigenschaften der Einlassventile (auch ohne Kenntnis des Vordrucks) wird im folgenden beschrieben.

[0043] Ein Druckaufbau findet bei den betrachteten ESP- und ABS-Systemen immer aus einer Phase des Druckhaltens heraus statt, d.h. einer Druckaufbauphase (im Radbremszylinder) geht stets eine Phase mit konstantem Druck im Radbremszylinder voraus. In der Druckhaltephase ist die Ventilbestromung unerheblich, solange sie nur groß genug ist, um das Einlassventil zu sperren. Zum unmittelbaren Beginn des Druckaufbaus muss ein Ventilstrom eingestellt werden, der der aktuell anliegenden Druckdifferenz entspricht. Ist dieser Stromwert falsch, dann ergeben sich die beiden folgenden Fälle:

#### Fall 1:

[0044] Ist der Strom zu klein (d.h. die am Einlassventil abfallende Druckdifferenz sinkt sehr schnell ab), dann findet ein Druckaufbau mit ungewollt großem Aufbaugradienten statt. Dieser führt zu einer unruhigen Regelung, in der Folge auch zu einem großen Radschlupf und zu einem schlecht lenkbaren Fahrzeug. Dieser Sachverhalt ist der oberen Abbildung von **Fig. 4** dargestellt. Dabei ist in Abszissenrichtung die Zeit  $t$  aufgetragen, in Ordinatenrichtung sind der Ventilstrom  $i$ , die Radumfangsgeschwindigkeit  $v$  sowie der Druck  $p$  im entsprechenden Radbremszylinder aufgetragen. Sofort nach dem Einschalten des Stromes findet, wie bei Punkt **401** ersichtlich, ein rascher Druckaufbau statt. Dies führt zu einem entsprechend starken Einbruch der Radumfangsgeschwindigkeit (**402**) und als Folge davon zu einem Ansprechen der ABS-Regelung. Die ABS-Regelung erhöht den Strom durch das Einlassventil sprunghaft (**404**). Dies führt zu einem Schließen des Einlassventils. Damit wächst der Druck im Radbremszylinder nicht mehr weiter an. Der (sehr langsame) Druckabbau im Radbremszylinder erfolgt durch das Öffnen des entsprechenden Auslassventils.

#### Fall 2:

[0045] Ist der Strom zu groß, dann wird der Druckaufbau solange verzögert, bis sich Ventilstrom (und damit die maximal spenbare Druckdifferenz) und Druckdifferenz im Gleichgewicht befinden. In dieser Zeit ist die Bremskraft zu klein und das Fahrzeug ver-

zögert nicht optimal. Dies ist graphisch in der unteren Abbildung von **Fig. 4** dargestellt, deren Achsen und eingezeichnete Kurven analog zur oberen Abbildung beschriftet sind. Der Strom  $i$  ist zu groß (Pfeil **410**), deshalb wird die Druckdifferenz  $\Delta p$  zu lange gehalten und nicht sofort abgebaut. Die Bremsdruckerhöhung im Radbremszylinder erfolgt daher erst sehr spät (siehe Pfeil **411**).

[0046] Eine mögliche alternative Ansteuerung des Einlassventils ist in **Fig. 5** dargestellt. Die Achsen sind analog zu **Fig. 4** beschriftet. Das Ansteuerungsverfahren läuft dabei in den im folgenden beschriebenen Schritten ab.

#### Schritt 1:

[0047] Aus einer Druckhaltephase heraus wird der Stromwert ausgehend von einem zunächst zu hohen Wert rampenförmig verringert. Zum auf der Zeitachse mit **(1)** gekennzeichneten Zeitpunkt wird das Kräftegleichgewicht am Ventil erreicht, hier beginnt der Druckaufbau. Dies ist am Anwachsen der Drucks  $p$  im Radbremszylinder in der untersten der eingezeichneten Kurven ersichtlich.

[0048] Es soll hier betont werden, dass in einem System ohne Raddrucksensorik dieser Zeitpunkt nicht beobachtet werden kann.

#### Schritt 2:

[0049] Der Strom wird weiter abgesenkt mit einem Gradienten, welcher (vermittelt über die  $i$ - $\Delta p$ -Kennlinie) den Druckaufbauerfordernissen des ABS-Reglers nachkommt, jedoch so langsam, dass sich das Einlassventil (wie vorstehend beschrieben) immer im statisch eingeschwungenen Zustand befindet. Diese Phase findet entlang der Zeitachse zwischen den eingezeichneten Zeitpunkten **(1)** und **(3)** statt.

#### Schritt 3:

[0050] Die Absenkung des Stromes führt (wie erwähnt) zu einem Anstieg des Drucks im Radbremszylinder (siehe Anwachsen von  $p$  in **Fig. 5**) und zu einer wachsenden Instabilität des Rades. Dies drückt sich in der raschen Abnahme der Radumfangsgeschwindigkeit aus, wie es in der mit  $v$  gekennzeichneten Kurve in **Fig. 5** dargestellt ist. Damit entfernt sich die Kurve der Radumfangsgeschwindigkeit ( $v$ ) immer mehr von der (strichliert eingezeichneten) Kurve der Fahrzeughängsgeschwindigkeit (das ist die strichliert eingezeichnete Gerade), wie es beispielsweise in Punkt **501** sichtbar ist. Die Radumfangsgeschwindigkeit  $v$  wird zunehmend kleiner gegenüber der Fahrzeughängsgeschwindigkeit, das bedeutet anschaulich, dass zunehmender Bremschlupf des Rades vorliegt.

[0051] Der Punkt maximaler Längskraft ist zum Zeitpunkt **(3)** erreicht, der Radbremszylinder ist mit dem Blockierdruck  $p_{\text{block}}$  beaufschlagt. Am Einlassven-

til fällt zugleich die Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{instab}}$  ab. Der Wert des Blockierdrucks  $p_{\text{block}}$  ist nicht bekannt, jedoch gilt zum Zeitpunkt **(3)**, für die entlang des Einlassventils abfallende Druckdifferenz

$\Delta p_{\text{instab}}$  die Beziehung

$$\Delta p_{\text{instab}} = p_{\text{hz}} - p_{\text{block}}$$

$p_{\text{hz}}$  ist dabei der Druck im Hauptbremszylinder. Der zur Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{instab}}$  gehörende Strom ist bekannt und damit über die  $i$ - $\Delta p$ -Kennlinie die Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{instab}}$ .

#### Schritt 4:

[0052] Im folgenden wird wegen der Instabilität der Räder ein Druckabbau durchgeführt. Dieser Druckabbau dauert so lange, bis die beobachtete Raddynamik zeigt, dass das Rad wieder stabil wird, d.h. eine Schlupfschwelle unterschreitet. Der Druckabbau erfolgt dadurch, dass das Einlassventil geschlossen wird (über einen großen Ventilstrom, erreicht durch den schnellen Stromanstieg **504** in **Fig. 5**) und das Auslassventil geöffnet wird. Anschließend erfolgt eine Druckhaltephase zwischen den Zeitpunkten **(3)** und **(4)** (Einlassventil und Auslassventil geschlossen), bis der gewünschte Zeitpunkt für einen erneuten Druckaufbau erreicht ist. Dies ist der Zeitpunkt **(4)** in **Fig. 5**. Zu diesem Zeitpunkt liegt wieder ein stabiles Radverhalten vor.

#### Schritt 5:

[0053] Für den erneuten Druckaufbau muß zuerst der Startwert des Stromes (**503** in **Fig. 5**) ermittelt werden. Bei der Ermittlung dieses Startwertes werden die folgenden Annahmen gemacht:

- Der Reibwert der Straße und damit der Blockierdruck war innerhalb des letzten Regelungszyklus näherungsweise konstant
- Der Vordruck war innerhalb des letzten Regelungszyklus näherungsweise konstant.
- Der Abbau der am Einlassventils abfallenden Druckdifferenz um den Betrag  $\Delta p_{\text{abbau}}$ , welcher zur Stabilisierung des Rades notwendig ist, ist reibwertunabhängig immer näherungsweise konstant. Der Wert  $\Delta p_{\text{abbau}}$  kennzeichnet (wie in **Fig. 5** eingezeichnet) die Druckdifferenz zwischen dem Punkt, an dem der statische Betrieb des Einlassventils einsetzt und dem Punkt, an dem der statische Betrieb des Einlassventils endet. In **Fig. 5** ist die Größe  $\Delta p_{\text{abbau}}$  der Stromkurve  $i$  zugeordnet. Dies erklärt sich dadurch, dass beim statischen Betrieb des Einlassventils ein linearer Zusammenhang zwischen dem Strom  $i$  und der am Ventil abfallenden Druckdifferenz  $\Delta p$  besteht.

[0054] Damit lässt sich die am Einlassventil abfallende Druckdifferenz beim Beginn des Druckaufbaus anhand der Gleichung

$$\Delta p_{\text{start}} = \Delta p_{\text{instab}} + \Delta p_{\text{abbau}}$$

ermitteln. Diese Formel wird anschaulich durch die Vorstellung verständlich, dass

- $\Delta p_{\text{instab}}$  der bei eintretender Instabilität am Ventil abfallende Druck ist und
- $\Delta p_{\text{abbau}}$  diejenige Druckdifferenz ist, um welche der am Anfang des Regelungszyklus am Ventil abfallende Druck infolge des Öffnungsvorganges des Ventils reduziert wurde.

[0055] Der Startwert des Stromes beim Druckaufbau ergibt sich wieder aus der  $i$ - $\Delta p$ -Kennlinie. Damit wird es durch das beschriebene Verfahren ermöglicht, bei Beginn des Druckaufbaus im Radbremszylinder mit dem Strom recht genau auf denjenigen Wert zu springen, dessen darauf folgende Verringerung unmittelbar zu einer Verringerung der am Ventil abfallenden Druckdifferenz führt.

[0056] In Fig. 6 ist ein Fahrzeug 600 dargestellt, welches sich mit der Geschwindigkeit  $v$  nach rechts bewegt. Am Fahrzeug werde ein ausgewähltes Rad 601 betrachtet. Auf dieses Rad wirke über die Fahrzeugbremse das Bremsmoment  $M_b$ . Beim im Rad 602 eingezeichneten halbkreisförmigen Pfeil handelt es sich um die Wirkrichtung des Bremsmoments  $M_b$ .

[0057] Die Konsequenzen kann man sich anhand des folgenden Gedankenganges klarmachen:

- Neben dem Bremsmoment  $M_b$  wirkt zusätzlich noch die von der Straße aufgebrachte Kraft  $F_s$  auf das Rad.
- Das Bremsmoment  $M_b$  wirkt verzögernd auf das Rad, die Kraft  $F_s$  wirkt jedoch dieser Verzögerung entgegen.
- Die Kraft  $F_s$  kann einen Grenzwert, welcher vom Kontakt Reifen-Straßenoberfläche abhängt, nicht überschreiten. Wird dieser Wert überschritten, dann geht die Reibung sofort von Haftreibung in Gleitreibung über: Das Bremsmoment kann nicht mehr von der Kraft  $F_s$  kompensiert werden. Die Folge ist ein Blockierendes Rades.

[0058] Diese hier beschriebenen physikalischen Grundlagen werden nun auf den Fall eines Fahrzeugs angewandt, welches sich auf einer Fahrbahn mit links und rechts sehr unterschiedlichen Reibungskoeffizienten bewegt ( $\mu$ -Split) und stark abgebremst wird. Das im Fahrzeug vorhandenen ABS-System kann nun beispielsweise versuchen, die Bremskraft an beiden Rädern auf den maximal möglichen Wert einzustellen,

- welcher auf der Fahrzeugseite mit niedrigem Reibwert gering ist und
- welcher auf der Fahrzeugseite mit hohem Reibwert groß ist.

[0059] Als Folge der ungleichen Bremskräfte entsteht ein resultierendes Giermoment um die Hochachse des Fahrzeugs. Dieses Giermoment erzeugt eine Drehbewegung des Fahrzeugs in Richtung des höheren Reibwerts, welche der Fahrer durch Lenk-

bewegungen ausgleichen muss. Stabilitätsfördernd wirkt hier ein Absenken des Bremsdrucks auf der Seite des höheren Reibwertes. Hier sollte ein Druck eingestellt werden, welcher in seiner Größe zwischen dem Druck auf der Seite mit dem kleineren Reibwert (dann tritt kein Giermoment mehr auf, es liegt jedoch nur ein schwacher Bremsvorgang vor) und dem maximal möglichen Druck auf der Seite mit dem hohen Reibwert (dann wird mit maximaler Intensität abgebremst, es tritt jedoch ein starkes Giermoment auf) liegt.

[0060] Die Grundidee der Erfindung besteht darin, dass an einem Rad des Fahrzeugs der Bremsdruck beispielsweise gemäß dem beschriebenen Regelungsverfahren eingestellt wird. Bei diesem Verfahren ist zu jeder Zeit der elektrische Strom durch die Spule des Einlassventils bekannt.

[0061] Dieses Rad wird im folgenden als „geregelteres Rad“ bezeichnet, das andere Rad an dieser Achse wird im folgenden als „gesteuertes Rad“ bezeichnet.

[0062] Das Einlassventil des geregelten Rades fließe der Strom  $i_{\text{regel}}$ , am zugehörigen Einlassventil falle die Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{regel}}$  ab. Ausgehend von der Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{regel}}$  wird die am Einlassventil eines anderen Rades (d.h. des gesteuerten Rades) abfallende Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{steuer}}$  gesteuert. Beim anderen Rad kann es sich um ein beliebiges Rad, aber auch um das andere Rad auf derselben Achse wie das geregelte Rad handeln.

[0063] Dies kann beispielsweise anhand der Vorschrift

$$\Delta p_{\text{steuer}} = \Delta p_{\text{regel}} - p_{\text{diff}}$$

erfolgen. Damit liegt der Wert von  $\Delta p_{\text{steuer}}$  fest und anhand des Stromes durch das zugehörige Einlassventil kann diese gewünschte Druckdifferenz eingestellt (d.h. gesteuert) werden.

[0064] Damit ergibt sich der folgende Ablauf des Verfahrens:

1. Der Strom  $i_{\text{regel}}$  durch das Einlassventil des geregelten Rades ist bekannt.
2. Über die  $i$ - $\Delta p$ -Kennlinie ist die am Einlassventil des geregelten Rades abfallende Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{regel}}$  bekannt.
3. Anhand beispielsweise einer Vorschrift  $\Delta p_{\text{steuer}} = \Delta p_{\text{regel}} - p_{\text{diff}}$  ist die am Einlassventil des gesteuerten Rades abfallende Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{steuer}}$  bekannt.
4. Über die  $i$ - $\Delta p$ -Kennlinie ist der benötigte Strom  $i_{\text{steuer}}$  durch das Einlassventil des gesteuerten Rades bekannt.

[0065] Die  $i$ - $\Delta p$ -Kennlinie kann bei beiden betrachteten Einlassventilen unterschiedlich oder identisch sein.

[0066] Der Wert von  $p_{\text{diff}}$  kann dabei beispielsweise zeitabhängig und/oder fahrzustandsabhängig ge-

wählt werden.

[0067] Beispielsweise ist es möglich, mit einem Wert  $p_{diff} = 0$  bei Regelbeginn zu starten und dann  $p_{diff}$  gemäß einer linearen Funktion zeitlich zu erhöhen.

[0068] In einer weiteren Ausführungsform ist vorgesehen, zwei Räder (beispielsweise die beiden Räder derselben Achse) bzgl. der am Einlassventil abfallenden Druckdifferenz individuell zu regeln. Als Folge der ABS-Regelung wird sich an jedem Rad die infolge des Kontaktes Reifen-Fahrbahn maximale Bremskraft einregeln. Insbesondere bei Vorliegen einer  $\mu$ -Split-Fahrbahn sind diese Bremskräfte sehr unterschiedlich und es entsteht damit

- zwar der kürzeste Bremsweg,
- jedoch auch ein unerwünschtes Giermoment.

[0069] Deshalb ist es hier sinnvoll eine Beziehung

$$\Delta p_{steuer} = \Delta p_{regel} - p_{diffmax}$$

als Nebenbedingung für die Regelung der beiden Räder zu verwenden. Dabei ist  $\Delta p_{steuer}$  die am Rad mit dem niedrigeren Reibwert abfallende Druckdifferenz. Am Rad mit dem höheren Reibwert findet eine eigenständige Regelung mit der Nebenbedingung statt, dass der am dortigen Einlassventil abfallende Bremsdruck  $\Delta p_{regel}$  den Wert  $\Delta p_{regelmax} = \Delta p_{steuer} + p_{diffmax}$  nicht überschreiten darf. Damit wird sichergestellt, dass am Rad mit dem höheren Reibwert auch eine höhere Bremskraft abgesetzt wird, über die Nebenbedingung wird jedoch eine zu starke Bremskraftdifferenz (und damit ein zu starkes Giermoment) verhindert.

[0070] Diese Lösung bietet einen sinnvollen Kompromiss zwischen dem Erreichen des kürzestmöglichen Bremswegs und dem Vermeiden einer Gierbewegung.

[0071] Der Ablauf des erfindungsgemäßen Verfahrens ist in **Fig. 7** dargestellt.

[0072] Beim Start des Verfahrens in Block **700** ist der Strom  $i_{regel}$  durch das geregelte Einlassventil vorgegeben. Daraus wird anschließend in Block **701** der zugehörige Druckabfall  $\Delta p_{regel}$  anhand der Ventilkennlinie ermittelt. Anschließend wird in Block **702** der Druckabfall  $\Delta p_{steuer}$  am gesteuerten Einlassventil ermittelt. Anhand der Kennlinie des gesteuerten Einlassventils ist damit anschließend in Block **703** auch der Spulenstrom durch das gesteuerte Einlassventil bekannt.

[0073] Der Aufbau der erfindungsgemäßen Vorrichtung ist in **Fig. 8** dargestellt. Dabei kennzeichnet Block **802** die Verknüpfungsmittel, welche beispielsweise als ABS-Steuergerät ausgebildet sind. Die Verknüpfungsmittel **802** senden elektrische Ströme  $i_{regel}$  und  $i_{steuer}$  an die Einlassventile **801** und **802**. Bei den doppelt gezogenen Leitungen ( $\parallel$ ) handelt es sich um hydraulische Leitungen. Über solche Leitungen

– ist das Einlassventil **801** mit dem Radbremszylinder **804** und dem Hauptbremszylinder **800** verbunden und

– ist das Einlassventil **803** mit dem Radbremszylinder **805** und dem Hauptbremszylinder **800** verbunden.

[0074] Dadurch wird über die elektrischen Ströme eine Kontrolle der am jeweiligen Einlassventil abfallenden hydraulischen Druckdifferenz ermöglicht.

[0075] Selbstverständlich erstreckt sich die Erfindung auf die Bremsung von drei und mehr Rädern eines Fahrzeugs. Die beschriebene Bremsung eines geregelten und eines gesteuerten Rades lässt sich beispielsweise auch auf drei Räder ausdehnen, indem ein geregeltes Rad und zwei verschiedene (davon abhängige) gesteuerte Räder betrachtet werden.

### Patentansprüche

1. Verfahren zur Bremsung zweier Räder eines Fahrzeugs, bei dem der Wert des Bremsdrucks im dem ersten Rad zugeordneten Radbremszylinder (**804**) mit dem Wert des Bremsdrucks im dem zweiten Rad zugeordneten Radbremszylinder (**805**) verknüpft ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Verknüpfung über die an den jeweiligen Einlassventilen (**801**, **803**) abfallenden hydraulischen Druckdifferenzen ( $\Delta p_{regel}$ ,  $\Delta p_{steuer}$ ) gegeben ist.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass

- aus der abfallenden Druckdifferenz ( $\Delta p_{regel}$ ) am ersten der beiden Einlassventile (**801**) die am zweiten der beiden Einlassventile (**803**) abfallende gewünschte Druckdifferenz ( $\Delta p_{steuer}$ ) ermittelt wird,
- und daraus der zur Erzeugung der Druckdifferenz ( $\Delta p_{steuer}$ ) am zweiten der beiden Einlassventile (**803**) notwendige Spulenstrom ( $i_{steuer}$ ) ermittelt wird.

3. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass

- der Spulenstrom ( $i_{regel}$ ) durch das erste der beiden Einlassventile (**801**) ermittelt wird und
- daraus die am ersten Einlassventil (**801**) abfallende Druckdifferenz ( $\Delta p_{regel}$ ) ermittelt wird.

4. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Ermittlung der am am ersten Einlassventil (**801**) abfallenden Druckdifferenz ( $\Delta p_{regel}$ ) aus dem Spulenstrom ( $i_{regel}$ ) durch Auswertung einer Kennlinie erfolgt.

5. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Spulenstrom ( $i_{steuer}$ ) aus einer das zweite Einlassventil charakterisierenden Kennlinie ermittelt wird.

6. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet,



zeichnet, dass es sich bei der Kennlinie um eine den Zusammenhang zwischen der abfallenden Druckdifferenz ( $\Delta p_{\text{steuer}}$ ) und dem Spulenstrom ( $i_{\text{steuer}}$ ) charakterisierende Kennlinie handelt.

7. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Verknüpfung einen Maximalwert ( $p_{\text{diffmax}}$ ) für die Differenz zwischen den an den jeweiligen Einlassventilen abfallenden Druckdifferenzen ( $\Delta p_{\text{regel}}$ ,  $\Delta p_{\text{steuer}}$ ) angibt

8. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Verknüpfung die Differenz ( $p_{\text{diff}}$ ) zwischen den an den jeweiligen Einlassventilen abfallenden Druckdifferenzen ( $\Delta p_{\text{regel}}$ ,  $\Delta p_{\text{steuer}}$ ) angibt.

9. Verfahren nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Differenz ( $p_{\text{diff}}$ ) zwischen den an den jeweiligen Einlassventilen abfallenden Druckdifferenzen ( $\Delta p_{\text{regel}}$ ,  $\Delta p_{\text{steuer}}$ ) abhängig vom vorliegenden Fahrzeugzustand und/oder von der Zeit ist.

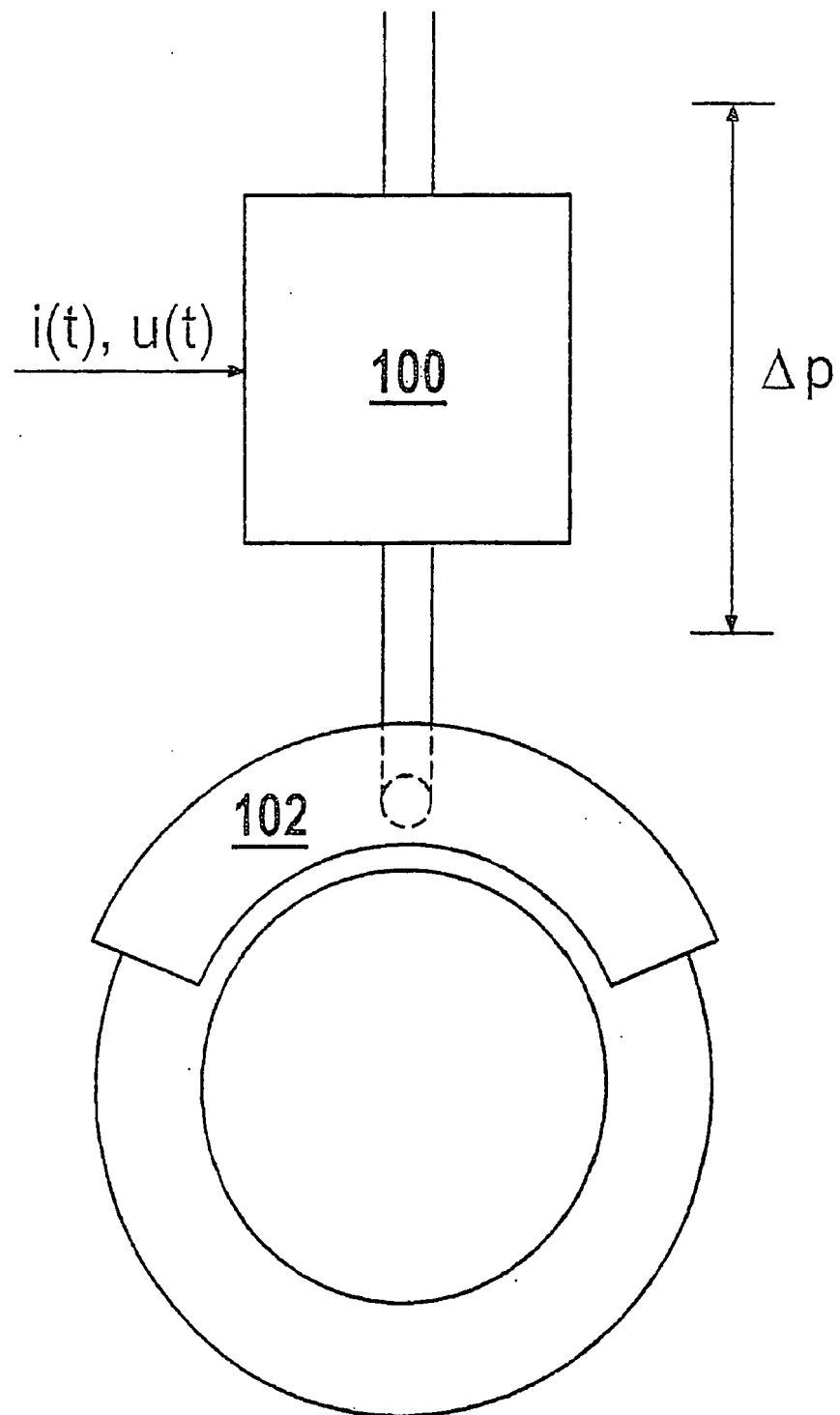
10. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Räder zu derselben Achse gehören.

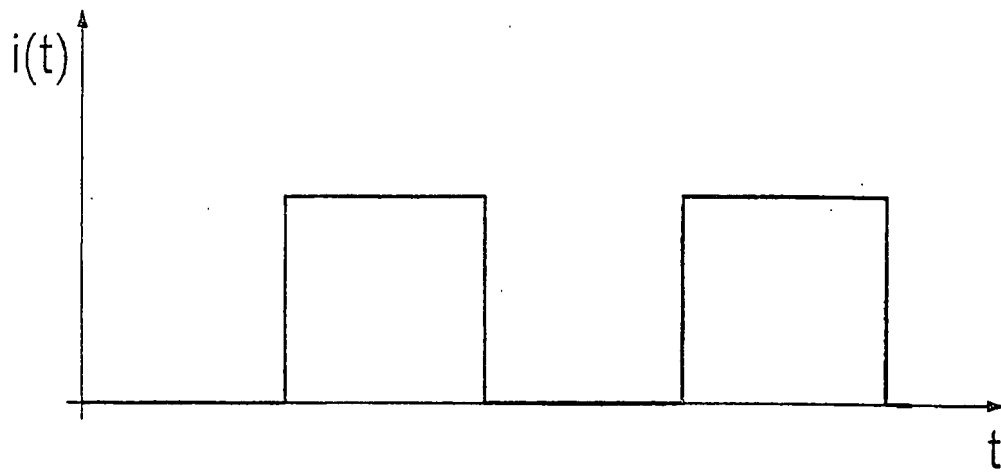
11. Vorrichtung zur Bremsung zweier Räder eines Fahrzeugs,  
 – welche dem jeweiligen Rad zugeordnete Radbremszylinder enthält,  
 – welche dem jeweiligen Radbremszylinder zugeordnete Einlassventile enthält, dadurch gekennzeichnet, dass Verknüpfungsmittel vorhanden sind, welche die an den jeweiligen Einlassventilen abfallenden hydraulischen Druckdifferenzen ( $\Delta p_{\text{regel}}$ ,  $\Delta p_{\text{steuer}}$ ) verknüpfen.

12. Vorrichtung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass die Verknüpfungsmittel so ausgestaltet sind, dass die Verknüpfung der Druckdifferenzen ( $\Delta p_{\text{regel}}$ ,  $\Delta p_{\text{steuer}}$ ) über eine Verknüpfung der Spulenströme durch die jeweiligen Einlassventile erfolgt.

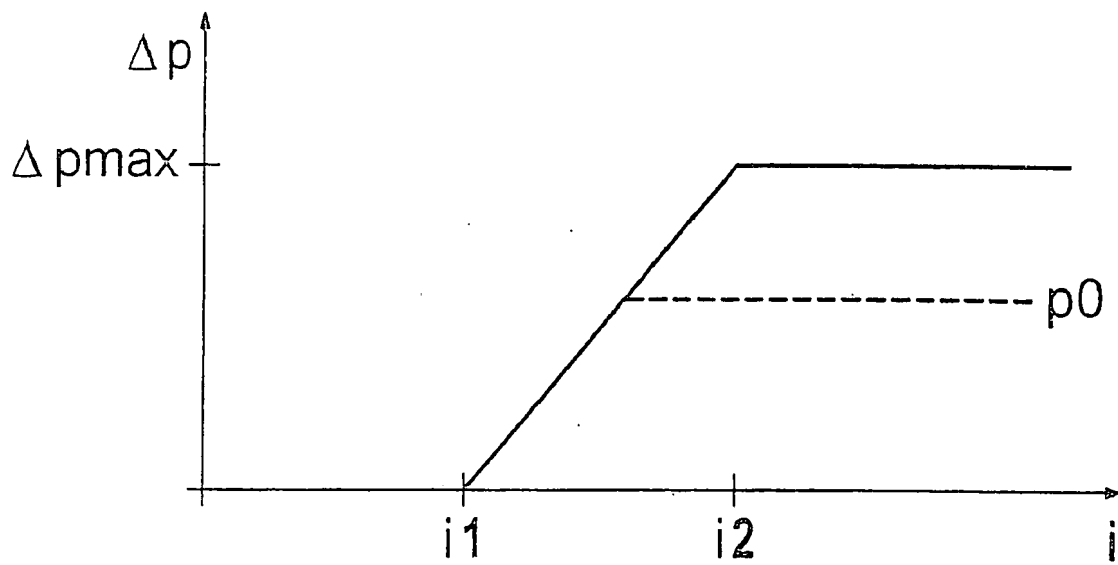
13. Vorrichtung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass es sich bei den Einlassventilen um Differenzdruckregelventile handelt.

Es folgen 6 Blatt Zeichnungen

**FIG. 1**



**FIG. 2**



**FIG. 3**

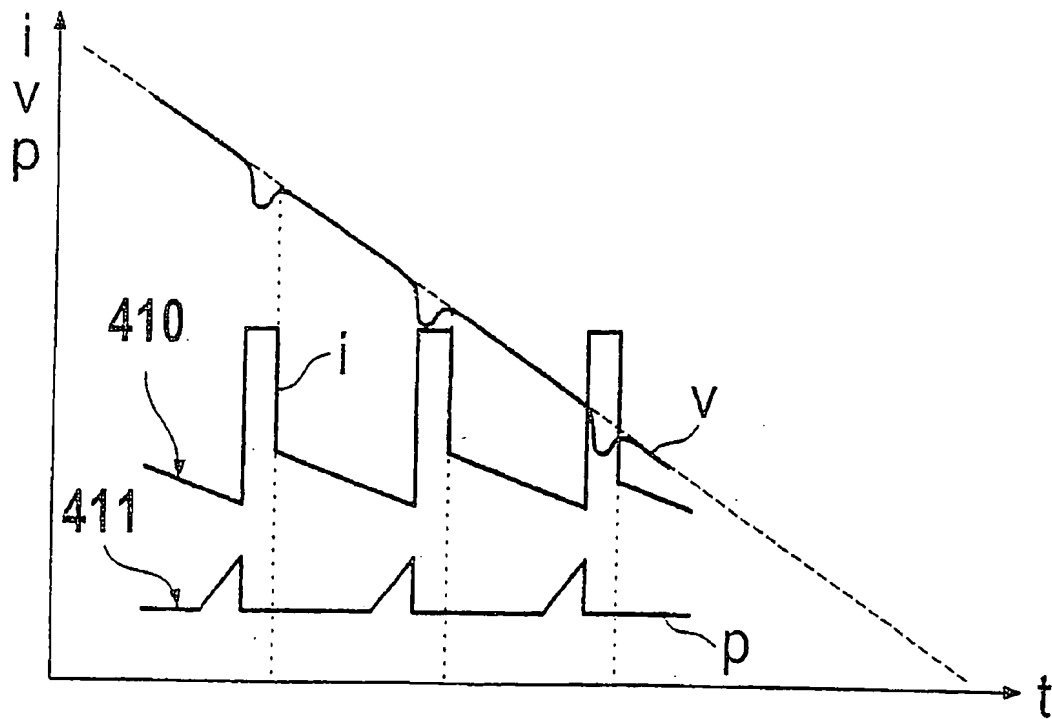
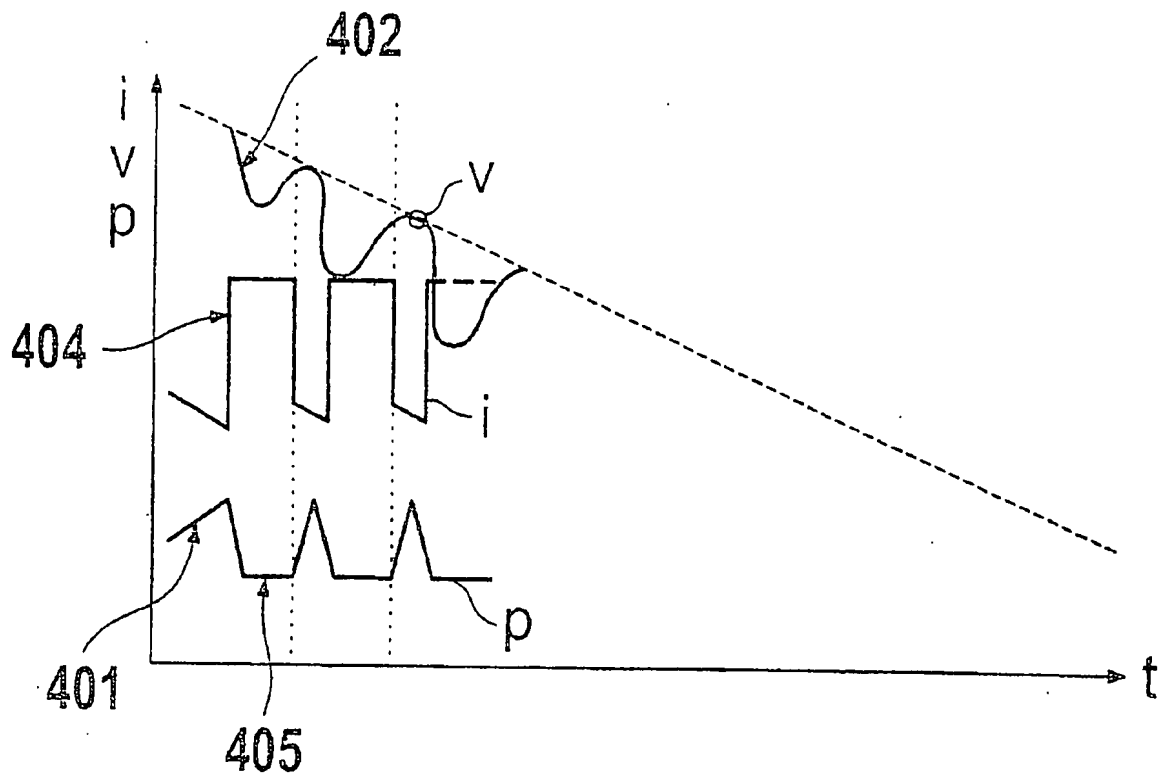
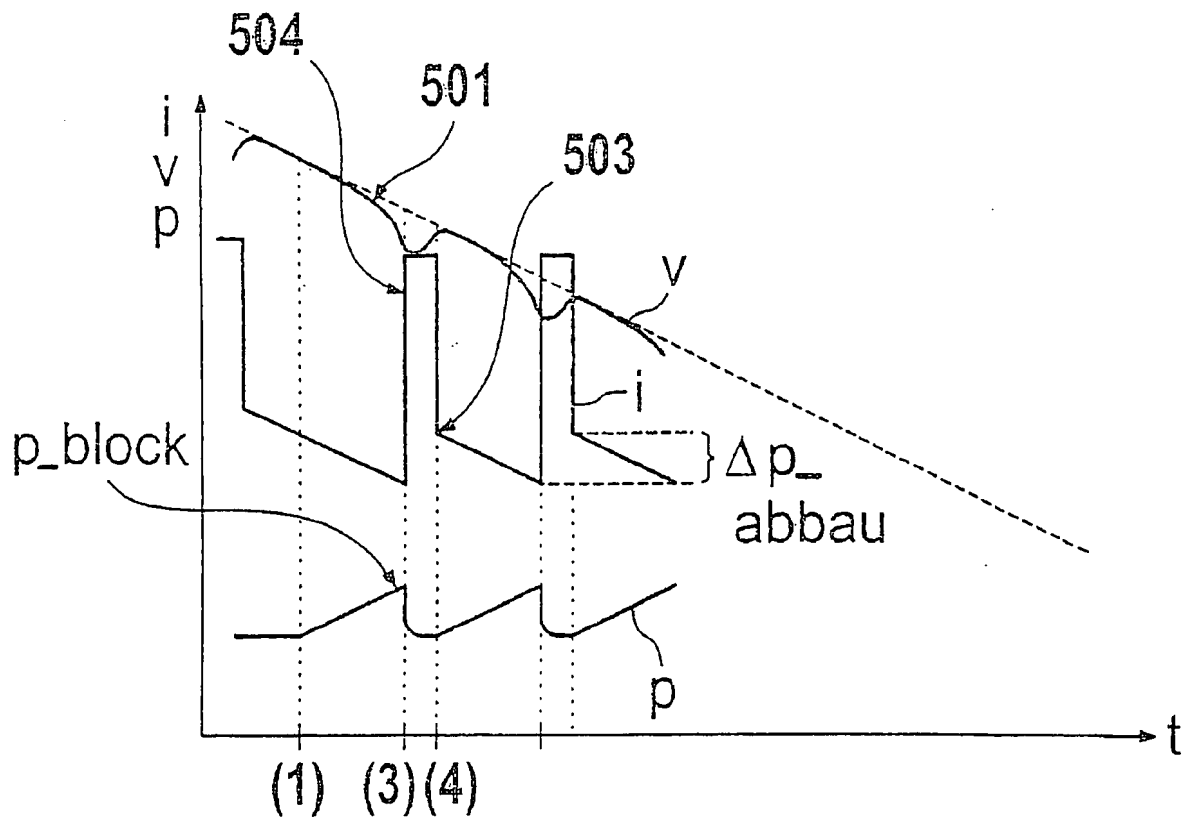
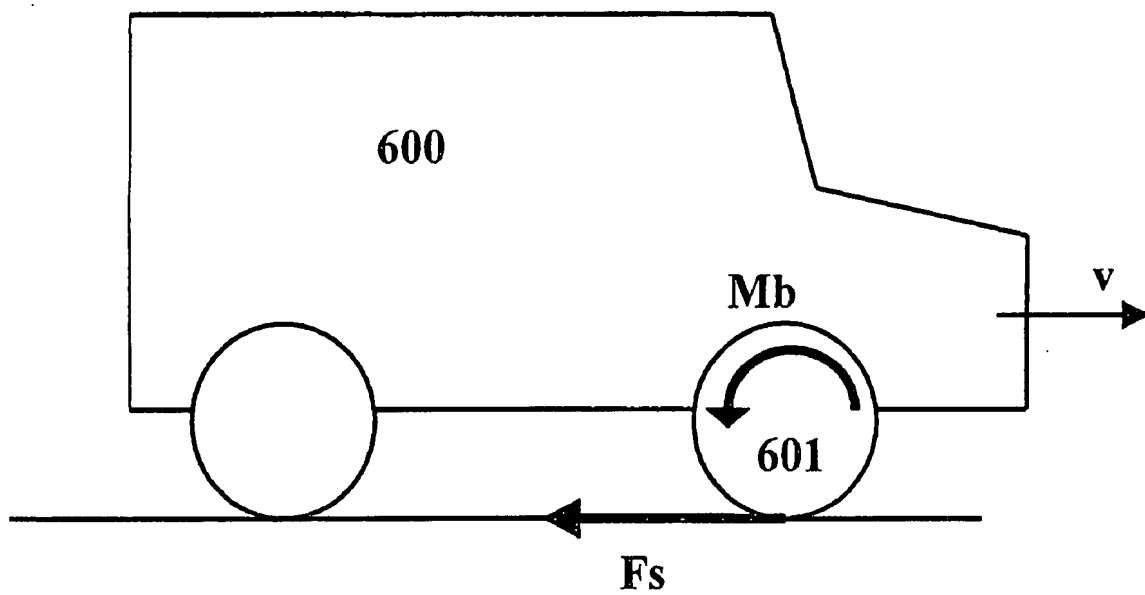
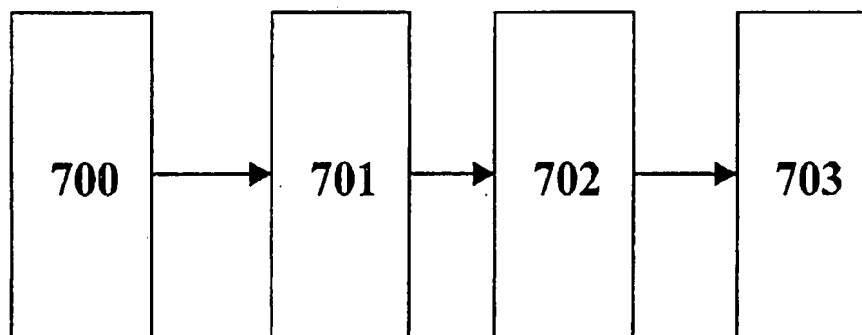


FIG. 4

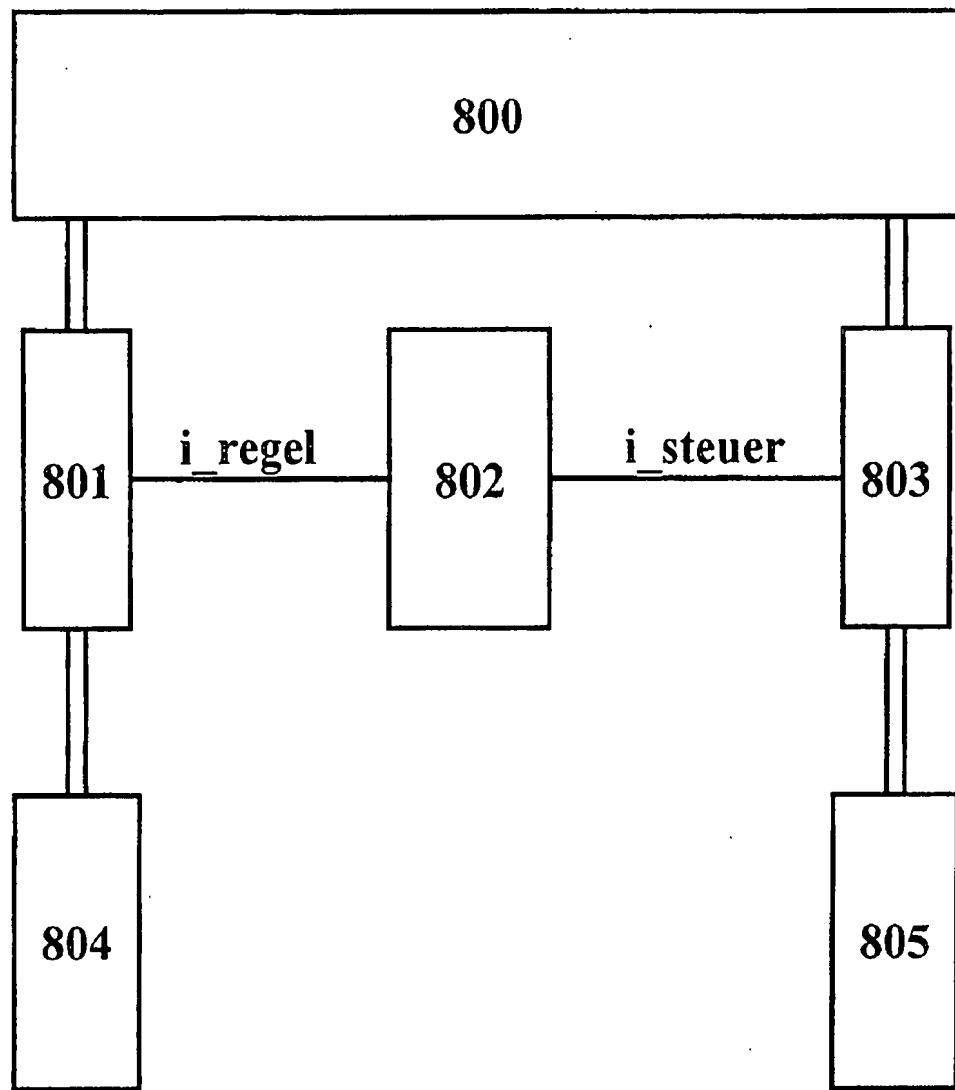
**FIG. 5**



**Fig. 6**



**Fig. 7**



**Fig. 8**

METHOD AND DEVICE FOR BRAKING TWO WHEELS OF A VEHICLE

Background Information

The present invention relates to a method and a device for  
5 braking two vehicle wheels of one axle.

Background Information

DE 42 25 983 A1 describes a method for braking vehicle  
wheels, in which the brake-pressure build-up at at least  
one wheel is influenced for reducing a yaw moment generated  
10 by an ABS. The brake pressure at the wheels of one axle is  
influenced in such a way that the difference between the  
brake pressures of one axle does not exceed a permissible  
value. This maximum permissible value is made dependent on  
the vehicle speed and the lateral acceleration.  
15 The features in the preambles of the independent claims are  
taken from DE 42 25 983 A1.

Problem Definition

The present invention relates to a method for braking two  
wheels of a vehicle, in which the value of the brake  
20 pressure in the wheel-brake cylinder allocated to the first  
wheel is linked with the value of the brake pressure in the  
wheel-brake cylinder allocated to the second wheel.

In this context, the linkage is provided based on the  
hydraulic pressure differentials decreasing at the  
25 respective intake valves.

One advantageous embodiment is characterized in that



- the coil current through the specific intake valve is ascertained, and
- from this, the pressure differential decreasing at the specific intake valve is determined.

5 One advantageous refinement is characterized in that, with the knowledge of the pressure differential decreasing at the specific intake valve, the coil current through the specific intake valve is also known. This allows a particularly simple and robust control, since a predefined  
10 current can be set substantially more easily than a predefined pressure differential.

One advantageous embodiment is characterized in that

- the desired pressure differential dropping at the second of the two intake valves is ascertained from  
15 the dropping pressure differential at the first of the two intake valves,
- and from this, the coil current needed for generating the desired pressure differential at the second of the two intake valves is ascertained.

20 As already mentioned, it is possible to set the current needed for the second intake valve in a simple and robust manner.

One advantageous embodiment is characterized in that

- the coil current through the first of the two intake  
25 valves is ascertained and
- from this, the pressure differential decreasing at the first intake valve is determined.

One advantageous specific embodiment is characterized in that the coil current is inferred or ascertained from a  
30 characteristic curve characterizing the intake valve. This

characteristic curve may be easily stored in a control unit.

One advantageous development is characterized in that the characteristic curve is a curve characterizing the correlation between the decreasing pressure differential and the coil current. Therefore, it involves a valve property. Suitable valves may then advantageously be selected with the aid of the associated characteristic curve.

One advantageous refinement is characterized in that the linkage indicates a maximum value for the difference between the pressure differentials dropping at the respective intake valves. The stipulation of this maximum difference as a secondary condition makes it possible to avoid an excessively strong yaw moment during an ABS braking process.

Another advantageous refinement is characterized in that the linkage indicates the difference between the pressure differentials dropping at the respective intake valves. If the pressure drop at one intake valve is known, the pressure drop at the other intake valve is likewise established by the indication of the difference. An open-loop control instead of a closed-loop control is thereby made possible at this second intake valve. An open-loop control is substantially less costly to implement than a closed-loop control.

One advantageous embodiment is characterized in that the difference between the pressure differentials decreasing at the respective intake valves is a function of the existing driving condition and/or the time. This permits adaptation depending on the situation.

One advantageous specific embodiment is characterized in that the two wheels belong to the same axle.

The device for braking two wheels of a vehicle includes

- wheel-brake cylinders allocated to the respective wheel and
- intake valves allocated to the respective wheel-brake cylinder.

Moreover, logic means are provided which link the hydraulic pressure differentials decreasing at the respective intake valves.

One advantageous embodiment is characterized in that the logic means are designed so that the pressure differentials are linked via a linkage of the coil currents through the respective intake valves.

Another advantageous embodiment is characterized in that the intake valves are pressure-differential regulating valves.

Further advantageous developments of the present invention are described in the dependent claims. The described specific embodiments of the method are, of course, also suited as specific embodiments of the device and vice versa

#### Exemplary Embodiment

An exemplary embodiment of the present invention is illustrated in Figures 1 through 8.

Figure 1 shows a wheel brake, as well as an intake valve in the form of a hydraulic circuit diagram;

Figure 2 shows a clocked triggering of the intake valve;

Figure 3 shows, in general form, the triggering of an intake valve;

5 Figure 4 shows the valve behavior and the reaction of the associated vehicle wheel in response to a triggering of the valve with too high and too low a triggering current;

10 Figure 5 shows the valve behavior and the reaction of the vehicle wheel in response to a special triggering for preventing the wheel in question from locking;

15 Figure 6 shows the forces and torques acting upon a wheel of the vehicle during a braking operation;

Figure 7 shows the sequence of the method according to the present invention;

Figure 8 shows the design of the device according to the present invention.

## 20 Exemplary Embodiments

A hydraulic braking system is described, for example, in DE 197 12 889 A1 (which corresponds to U.S. 6,273,525 B1).

25 Figure 1 of the present document shows a segment from a hydraulic circuit. Block 100 identifies an intake valve, block 102 identifies the wheel brake, and  $\Delta p$  identifies the pressure dropping along the intake valve. In this context,

the intake valve is triggered via a voltage  $u(t)$  or a current  $i(t)$ .

In the present invention, the intake valve is a pressure-differential regulating valve or a linear solenoid valve (LMV). It has the characteristic that the coil current through the intake valve is proportional to pressure differential  $\Delta p$  decreasing along the intake valve. The intake valve has the two following limiting states:

- Given a small coil current, it is open and therefore  $\Delta p = 0$ .
- Given a large coil current, it is closed and no braking fluid or braking medium is flowing through.

Pressure-regulating intake valves may be characterized by two essential properties:

1. a static correlation between the valve energizing and the adjusted pressure differential ( $i$ - $\Delta p$ -characteristic curve), and
2. a dynamic transient response. This may be described quite well by a first-order time-delay element, the time constant being a function of the connected hydraulic volume.

A clocked operating mode of such a valve is shown in Figure 2. Time  $t$  is shown in the abscissa direction and current  $i(t)$  is shown in the ordinate direction. In this context, current  $i(t)$  changes between a small and a large value; correspondingly, the intake valve changes between the states "open" and "closed", with negative consequences such as noise generation and high mechanical valve loading.

The characteristic  $i$ - $\Delta p$  curve of an intake valve is shown in Figure 3. Current  $i$  through the coil of the intake valve is shown along the abscissa, and pressure differential  $\Delta p$

to which the intake valve is adjusted is shown along the ordinate. At small currents  $0 < i < i_1$ , the valve is open and therefore  $\Delta p = 0$ . Between  $i_1$  and  $i_2$ ,  $\Delta p$  increases in approximately linear fashion. Pressure differential  $\Delta p$  maximally regulable through the intake valve is reached at current  $i_2$ . Pressure differential  $\Delta p$  is the difference between the pressure at the input of the intake valve and the pressure at the output of the intake valve.

The filling of the wheel-brake cylinder with the braking medium, and therefore the generation of brake pressure is now clarified with reference to Figure 3.

- Initially, the assumption is that the intake valve is closed and the pressure between the feed to the intake valve and the wheel-brake cylinder is  $p_0$ .

- In this case, for example, a current  $i > i_2$  would flow.

- The intention is now to increase the pressure in the wheel-brake cylinder. This is accomplished by opening the intake valve.

- To that end, current  $i$  is reduced in ramp-shaped manner over time starting from value  $i_2$ . In Figure 3, the state then moves along the broken line to the left.

- Pressure differential  $\Delta p$  decreases along the intake valve until that current value is reached at which the broken line intersects the characteristic curve of the intake valve drawn in with a solid line.

- The state of the intake valve now moves along the characteristic curve toward the point  $\Delta p = 0$ . This point does not necessarily have to be reached. This means clearly that both the current and the pressure differential decrease over time. By taking back the

current sufficiently slowly, the valve is operated in static equilibrium. This means that the valve is always in a statically steady-state condition, and the state of the valve moves along the characteristic curve drawn in in Figure 3.

- In this context, the intake valve opens and the pressure in the wheel-brake cylinder increases continuously.

This opening process may be achieved, for example, by a linearly decreasing current ramp.

The movement of the state of the valve along the characteristic curve means that during the pressure build-up in the wheel-brake cylinder, the intake valve is operated exclusively in the statically steady-state condition. Such an operating mode is also known in physics under the heading "adiabatic": The opening process passes through a sequence of static states.

In this context, it is unimportant whether the energizing of the valve by current stipulation or voltage stipulation is carried out either continually or by pulse/pause triggering. However, the pulse/pause triggering should be of such high frequency that the pressure-differential regulating valve is unable to follow the high-frequency switching operations, but rather follows merely the average value of the pulse/pause triggering. In this connection, advantage is taken of the physical property that the coil current cannot change abruptly.

In addition to the improved switching performance, the described triggering of the valve has the additional advantage that, if the current is known, pressure differential  $\Delta p$  is also known via the  $i$ - $\Delta p$  characteristic

curve. This additional information  $\Delta p$  is therefore also available for ABS, ESP or TCS control.

(ABS = anti-lock braking system, TCS = traction control system, ESP = electronic stability program)

5 When using the regulation [**closed-loop control**] based on the  $i$ - $\Delta p$  characteristic curve described above, in addition to the point of time of the pressure build-up, there is also the question as to what current triggers the valve at the beginning of the pressure build-up. For this, there are  
10 two possibilities:

1. In many vehicle dynamics control systems (for example, ESP), the admission pressure in the brake circuit is known via the sensor system in the vehicle. The instantaneous brake pressure in the wheel-brake  
15 cylinder may be calculated using a wheel-pressure model. From the knowledge of the admission pressure and the instantaneous brake pressure in the wheel-brake cylinder, it is possible to calculate the instantaneous pressure differential (decreasing at the  
20 intake valve). From this, the necessary opening current may be determined via the  $i$ - $\Delta p$  characteristic curve.

2. In many systems (e.g. in many ABS systems) the admission pressure in the brake circuit is not known.  
25 The corrective provided for this case, based on the utilization of the pressure-difference-regulating properties of the intake valves (even without knowledge of the admission pressure) is described in the following.

30 In the ESP and ABS systems being considered, a pressure build-up always takes place from a pressure-holding phase,



that is to say, a phase with constant pressure in the wheel-brake cylinder always precedes a pressure build-up phase (in the wheel-brake cylinder). In the pressure-holding phase, the valve energizing is insignificant, as long as it is just great enough to block the intake valve. Immediately at the beginning of the pressure build-up, a valve current must be set which corresponds to the instantaneously prevailing pressure differential. If this current value is false, then the two following cases result:

Case 1:

If the current is too small (i.e. the pressure differential dropping at the intake valve decreases very rapidly), then a pressure build-up with unintentionally great build-up gradient takes place. This leads to an irregular control, resulting also in great wheel slippage and a poorly steerable vehicle. This factual situation is represented [in] the upper image of Figure 4. Time  $t$  is plotted in the abscissa direction; valve current  $i$ , wheel speed  $v$  and pressure  $p$  in the corresponding wheel-brake cylinder are plotted in the ordinate direction. Immediately after the current is made, as is apparent at point 401, a rapid pressure build-up takes place. This leads to a correspondingly sharp decline in the wheel speed (402), and as a result thereof, to a response of the ABS control. The ABS control increases the current through the intake valve abruptly (404). This causes the intake valve to close. Therefore, the pressure in the wheel-brake cylinder no longer continues to increase. The (very slow) reduction of pressure in the wheel-brake cylinder is effected by opening the corresponding outlet valve.

Case 2:

If the current is too great, then the pressure build-up is delayed until the valve current (and therefore the maximum blockable pressure differential) and the pressure differential are in equilibrium. During this time, the  
5 braking force is too small, and the vehicle is not optimally decelerated. This is shown graphically in the bottom image of Figure 4, whose axes and drawn-in curves are labeled analogously to the top image. Current  $i$  is too great (arrow 410); for that reason, pressure differential  
10  $\Delta p$  is retained too long and not immediately reduced. Therefore, the brake pressure increase in the wheel-brake cylinder first takes place very late (see arrow 411).

A possible alternative triggering of the intake valve is shown in Figure 5. The axes are labeled analogously to  
15 Figure 4. The triggering method proceeds in the steps described in the following.

Step 1:

From a pressure-holding phase, the current value is decreased in a ramp shape starting from a value which is  
20 initially too high. The balance of forces at the valve is reached at the point of time identified on the time axis by (1); the pressure build-up begins here. This is apparent from the increase of pressure  $p$  in the wheel-brake cylinder in the lowest of the drawn-in curves.

25 It should be emphasized here that this point of time cannot be observed in a system without a wheel-pressure sensor system.

Step 2:

The current is further decreased with a gradient which  
30 (imparted via the  $i$ - $\Delta p$  characteristic curve), fulfills the pressure build-up requirements of the ABS controller,

however so slowly that the intake valve (as described above) is always in the statically steady-state condition. This phase takes place along the time axis between marked-in points of time (1) and (3).

5 Step 3:

The lowering of the current leads (as mentioned) to a pressure rise in the wheel-brake cylinder (see increase of  $p$  in Fig. 5) and to a growing instability of the wheel.

10 This is expressed in the rapid decrease of the wheel speed, as represented in the curve labeled by  $v$  in Figure 5.

Therefore, the curve of wheel speed ( $v$ ) moves ever further away from the curve (drawn in with a broken line) of the longitudinal vehicle velocity (which is the straight line drawn in as a broken line), as is visible, for example, at  
15 point 501. Wheel speed  $v$  becomes increasingly smaller compared to the longitudinal vehicle velocity, which means graphically that there is increasing brake slip of the wheel.

The point of maximum longitudinal force is reached at point  
20 of time (3); locking pressure  $p_{\text{lock}}$  is acting on the wheel-brake cylinder. At the same time, pressure differential  $\Delta p_{\text{instab}}$  decreases at the intake valve. The value of locking pressure  $p_{\text{lock}}$  is not known; however, the equation

25 
$$\Delta p_{\text{instab}} = p_{\text{hz}} - p_{\text{lock}}$$

is valid at point of time (3) for pressure differential  $\Delta p_{\text{instab}}$  decreasing along the intake valve.

In this context,  $p_{\text{hz}}$  is the pressure in the master brake cylinder. The current associated with pressure differential

$\Delta p_{\text{instab}}$  is known, and therefore pressure differential  $\Delta p_{\text{instab}}$  [is known] via the  $i$ - $\Delta p$  characteristic curve.

Step 4:

Because of the instability of the wheels, in the following,  
5 a pressure reduction is implemented. This reduction in pressure lasts until the observed wheel dynamics show that the wheel is again becoming stable, that is to say, there is a drop below a slippage threshold. The pressure is reduced by closing the intake valve (via a great valve  
10 current, achieved by the rapid current rise 504 in Figure 5) and opening the outlet valve. A pressure-holding phase subsequently takes place between points of time (3) and (4) (intake valve and outlet valve closed), until the desired point of time for a new pressure build-up is reached. This  
15 is point of time (4) in Figure 5. At this point of time, the wheel behavior is again stable.

Step 5:

For the renewed pressure build-up, first the starting value of the current (503 in Figure 5) must be ascertained. When  
20 ascertaining this starting value, the following assumptions are made:

- The coefficient of friction of the road, and therefore the locking pressure were approximately constant within the last regulating cycle.
- 25 - The admission pressure was approximately constant within the last regulating cycle.
- The reduction in the pressure differential dropping at the intake valve by the amount  $\Delta p_{\text{reduc}}$ , which is necessary for stabilizing the wheel, is always  
30 approximately constant regardless of the coefficient of friction. Value  $\Delta p_{\text{reduc}}$  (as marked in in Figure 5) characterizes the pressure differential between the

point at which the static operation of the intake valve begins and the point at which the static operation of the intake valve ends. In Figure 5, variable  $\Delta p_{\text{reduc}}$  is allocated to current curve  $i$ .

5 This can be explained in that, during static operation of the intake valve, a linear correlation exists between current  $i$  and pressure differential  $\Delta p$  decreasing at the valve.

Thus, the pressure differential dropping at the intake  
10 valve at the beginning of the pressure build-up may be ascertained using the equation

$$\Delta p_{\text{start}} = \Delta p_{\text{instab}} + \Delta p_{\text{reduc}}.$$

Illustratively, this formula becomes understandable by the explanation that

- 15 -  $\Delta p_{\text{instab}}$  is the pressure decreasing at the valve in response to commencing instability and
- $\Delta p_{\text{reduc}}$  is the pressure differential by which the pressure dropping at the valve at the beginning of the regulating cycle was reduced as a result of the valve-  
20 opening process.

The starting value of the current in the case of the pressure build-up is yielded again from the  $i$ - $\Delta p$  characteristic curve. Therefore, the method described makes it possible at the beginning of the pressure build-up in  
25 the wheel-brake cylinder, to jump quite accurately with the current to that value whose subsequent reduction leads directly to a reduction in the pressure differential dropping at the valve.

Figure 6 shows a vehicle 600 moving to the right with  
30 velocity  $v$ . Let us assume a selected wheel 601 is being

considered on the vehicle. Let us say braking torque  $M_b$  is acting on this wheel via the vehicle brake. The semicircular arrow drawn in in wheel 602 is the effective direction of braking torque  $M_b$ .

5 The consequences can be made clear based on the following train of thought:

- In addition to braking torque  $M_b$ , force  $F_s$  applied by the road also acts on the wheel.
- Braking torque  $M_b$  decelerates the wheel, but force  $F_s$  counteracts this deceleration.
- Force  $F_s$  cannot exceed a limiting value which is a function of the tire/road surface contact. If this value is exceeded, the friction immediately changes from static friction to sliding friction: The braking torque can no longer be compensated by force  $F_s$ . The result is that the wheel locks.

These physical fundamentals described here are now applied to the case of a vehicle which is moving on a roadway with very different coefficients of friction on the left and on the right ( $\mu$ -split) and is strongly braked. The ABS system present in the vehicle can now, for example, attempt to adjust the braking force at both wheels to the maximum possible value,

- which is small on the vehicle side having the low coefficient of friction and
- which is large on the vehicle side having the high coefficient of friction.

Because of the unequal braking forces, a resulting yaw moment develops about the vertical axis of the vehicle. This yaw moment produces a rotational movement of the vehicle in the direction of the higher coefficient of

friction, for which the driver must compensate by steering movements. Lowering of the brake pressure on the side having the higher coefficient of friction acts here to promote stability. A pressure should be set here whose  
5 amount lies between the pressure on the side having the smaller coefficient of friction (then no yaw moment occurs any longer, but there is only a weak braking) and the maximum possible pressure on the side having the high coefficient of friction (then braking is carried out with  
10 maximum intensity, but a strong yaw moment occurs).

The basic idea of the present invention is that at one wheel of the vehicle, the brake pressure is set, for example, according to the regulating method described. In this method, the electric current through the coil of the  
15 intake valve is known at any time.

This wheel is designated in the following as "regulated **[controlled in closed-loop]** wheel"; the other wheel at this axle is designated in the following as "controlled **[controlled in open-loop]** wheel."

20 Let us say current  $i_{\text{regulate}}$  flows **[through]** the intake valve of the regulated wheel, **[and]** pressure differential  $\Delta p_{\text{regulate}}$  decreases at the appertaining intake valve. Pressure differential  $\Delta p_{\text{control}}$  decreasing at the intake valve of another wheel (i.e. the controlled wheel) is  
25 controlled on the basis of pressure differential  $\Delta p_{\text{regulate}}$ . The other wheel may be any wheel, but also the other wheel on the same axle as the regulated wheel.

This may be implemented, for example, based on the rule

$$\Delta p_{\text{control}} = \Delta p_{\text{regulate}} - p_{\text{diff}}.$$

Therefore, the value of  $\Delta p_{\text{control}}$  is established, and this desired pressure differential may be adjusted (i.e. controlled) based on the current through the associated intake valve.

5 The following method sequence thus results:

1. Current  $i_{\text{regulate}}$  through the intake valve of the regulated wheel is known.
2. Pressure differential  $\Delta p_{\text{regulate}}$  decreasing at the intake valve of the regulated wheel is known via the  
10  $i$ - $\Delta p$  characteristic curve.
3. Pressure differential  $\Delta p_{\text{control}}$  decreasing at the intake valve of the controlled wheel is known, for example, with the aid of a rule  
 $\Delta p_{\text{control}} = \Delta p_{\text{regulate}} - p_{\text{diff}}$ .
- 15 4. Necessary current  $i_{\text{control}}$  through the intake valve of the controlled wheel is known via the  $i$ - $\Delta p$  characteristic curve.

The  $i$ - $\Delta p$  characteristic curve may be different or identical for both intake valves considered.

- 20 The value of  $p_{\text{diff}}$  may be selected, for example, as a function of time and/or as a function of the driving condition.

For example, it is possible to start with a value

- $p_{\text{diff}} = 0$  at the beginning of regulating, and then to  
25 increase  $p_{\text{diff}}$  over time according to a linear function.

- In another specific embodiment, it is provided to regulate two wheels (e.g. the two wheels of the same axle) individually with respect to the pressure differential dropping at the intake valve. As a result of the ABS  
30 control, the maximum braking force due to the tire/roadway



contact is adjusted at each wheel. Particularly given the presence of a  $\mu$ -split roadway, these braking forces are very different and therefore,

- it may be that the shortest braking distance is  
5       obtained,
- but also an unwanted yaw moment.

Therefore, it is useful here to use an equation

$$\Delta p_{\text{control}} = \Delta p_{\text{regulate}} - p_{\text{diffmax}}$$

as a secondary condition for regulating the two wheels.

- 10   In this context,  $\Delta p_{\text{control}}$  is the pressure differential decreasing at the wheel having the lower coefficient of friction. At the wheel having the higher coefficient of friction, an independent regulating takes place using the secondary condition, that brake pressure  $\Delta p_{\text{regulate}}$
- 15   decreasing at the intake valve there is not allowed to exceed the value  $\Delta p_{\text{regulate\_max}} = \Delta p_{\text{control}} + p_{\text{diffmax}}$ . This ensures that at the wheel having the higher coefficient of friction, a higher braking force is also produced; however, the secondary condition prevents too
- 20   strong a braking-force difference (and therefore too strong a yaw moment).

This solution offers a useful compromise between the achievement of the shortest possible braking distance and the avoidance of a yaw motion.

- 25   The sequence of the method according to the present invention is shown in Figure 7.

At the start of the method in block 700, current  $i_{\text{regulate}}$  through the regulated intake valve is predefined. From this, associated pressure drop  $\Delta p_{\text{regulate}}$  is subsequently

ascertained in block 701 with reference to the valve characteristic curve. Pressure drop  $\Delta p_{\text{control}}$  at the controlled intake valve is thereupon ascertained in block 702. Subsequently in block 703, the coil current through the controlled intake valve is therefore also known from the characteristic curve of the controlled intake valve.

The design of the device according to the present invention is shown in Figure 8. Block 802 identifies the logic means which, for example, are in the form of an ABS control unit.

Logic means 802 transmit electric currents  $i_{\text{regulate}}$  and  $i_{\text{control}}$  to intake valves 801 and 802 [sic; 803]. The double lines (||) are hydraulic lines. Via such lines

- intake valve 801 is connected to wheel-brake cylinder 804 and master brake cylinder 800, and

- intake valve 803 is connected to wheel-brake cylinder 805 and master brake cylinder 800.

It is thereby possible to control the hydraulic pressure differential decreasing at the respective intake valve via the electric currents.

Naturally, the present invention extends to the braking of three and more wheels of a vehicle. The described braking of one regulated and one controlled wheel may also be extended, for example, to three wheels by considering one regulated wheel and two different wheels controlled (as a function thereof).

What is claimed is:

1. A method for braking two wheels of a vehicle, in which the value of the brake pressure in the wheel-brake cylinder (804) allocated to the first wheel is linked with the value of the brake pressure in the wheel-brake cylinder (805) allocated to the second wheel, wherein the linkage is given on the basis of the hydraulic pressure differentials ( $\Delta p_{\text{regulate}}$ ,  $\Delta p_{\text{control}}$ ) dropping at the respective intake valves (801, 803).
2. The method as recited in Claim 1, wherein
  - the desired pressure differential ( $\Delta p_{\text{control}}$ ) dropping at the second of the two intake valves (803) is ascertained from the dropping pressure differential ( $\Delta p_{\text{regulate}}$ ) at the first of the two intake valves (801),
  - and from this, the coil current ( $i_{\text{control}}$ ) needed for generating the pressure differential ( $\Delta p_{\text{control}}$ ) at the second of the two intake valves (803) is ascertained.
3. The method as recited in Claim 2, wherein
  - the coil current ( $i_{\text{regulate}}$ ) through the first of the two intake valves (801) is ascertained, and
  - from this, the pressure differential ( $\Delta p_{\text{regulate}}$ ) dropping at the first intake valve (801) is determined.
4. The method as recited in Claim 3, wherein the pressure differential ( $\Delta p_{\text{regulate}}$ ) dropping at

the first intake valve (801) is ascertained from the coil current ( $i_{\text{regulate}}$ ) by evaluating a characteristic curve.

5. The method as recited in Claim 2, wherein the coil current ( $i_{\text{control}}$ ) is ascertained from a curve characterizing the second intake valve.
6. The method as recited in Claim 5, wherein the characteristic curve is a curve characterizing the correlation between the decreasing pressure differential ( $\Delta p_{\text{control}}$ ) and the coil current ( $i_{\text{control}}$ ).
7. The method as recited in Claim 1, wherein the linkage indicates a maximum value ( $p_{\text{diffmax}}$ ) for the difference between the pressure differentials ( $\Delta p_{\text{regulate}}$ ,  $\Delta p_{\text{control}}$ ) dropping at the respective intake valves.
8. The method as recited in Claim 1, wherein the linkage indicates the difference ( $p_{\text{diff}}$ ) between the pressure differentials ( $\Delta p_{\text{regulate}}$ ,  $\Delta p_{\text{control}}$ ) dropping at the respective intake valves.
9. The method as recited in Claim 8, wherein the difference ( $p_{\text{diff}}$ ) between the pressure differentials ( $\Delta p_{\text{regulate}}$ ,  $\Delta p_{\text{control}}$ ) dropping at the respective intake valves is a function of the existing driving condition and/or the time.
10. The method as recited in Claim 1, wherein the two wheels belong to the same axle.
11. A device for braking two wheels of a vehicle,

- the device including wheel-brake cylinders allocated to the respective wheel and
- the device including intake valves allocated to the respective wheel-brake cylinder,

wherein logic means are provided which link the hydraulic pressure differentials ( $\Delta p_{\text{regulate}}$ ,  $\Delta p_{\text{control}}$ ) dropping at the respective intake valves.

12. The device as recited in Claim 11,  
wherein the logic means are designed so that the pressure differentials ( $\Delta p_{\text{regulate}}$ ,  $\Delta p_{\text{control}}$ ) are linked via a linkage of the coil currents through the respective intake valves.
13. The device as recited in Claim 11,  
wherein the intake valves are differential-pressure regulating valves.

## Abstract

A method for braking two vehicle wheels of one axle, in which the value of the brake pressure in the wheel-brake cylinder allocated to the first wheel is linked with the value of the brake pressure in the wheel-brake cylinder allocated to the second wheel.

The essence of the invention is that the linkage is given via the hydraulic pressure differentials dropping at the respective intake valves.

Figure 5

|                           |                           |
|---------------------------|---------------------------|
| p_block                   | p_lock                    |
| $\Delta p_{\text{abbau}}$ | $\Delta p_{\text{reduc}}$ |

Figure 8

|          |            |
|----------|------------|
| i_regel  | i_regulate |
| i_steuer | i_control  |